

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr. sc. Mirko Husnjak

Student:

Filip Rihtarec

Zagreb, 2010.

SAŽETAK

Postoje razni mehanizmi sklopivog krova automobila, a najčešće se dijele na krute i savitljive.

U radu se razmatra mehanizam sklopivog krova automobila Porshe Boxter, te se provodi potpuna kinematička i dinamička analiza gibanja za vrijeme otvaranja krova i provodi se proračun raspodjele naprezanja najopterećenijeg elementa.

Za analizu je korišten programski paket VisualNastran Desktop 4D. Program omogućava pregled putanja, brzina, ubrzanja pojedinih članova mehanizma te određivanje reakcija u zglobovima.

Samoj analizi prethodilo je 3D modeliranje mehanizma koje je rađeno u programskom paketu SolidWorks 2004. Tehnička dokumentacija izrađena je u AutoCad-u 2006. Za integriranje i deriviranje krivulja korišten je software paket MatLab R2006b

SADRŽAJ

SAŽETAK.....	1
SADRŽAJ.....	2
POPIS KORIŠTENIH OZNAKA	3
POPIS SLIKA	4
POPIS KORIŠTENIH TABLICA	5
IZJAVA.....	6
1. UVOD	7
1.1. Savitljivi sklopivi krovovi	7
1.2. Kruti sklopivi krovovi	8
1.3. Prikaz savitljivih sklopivih krovova kroz povijest	8
1.4. Prikaz krutih sklopivih krovova kroz povijest	10
2. TEORIJA MEHANIZAMA	11
2.1. Općenito	11
2.2. STRUKTURA I KLASIFIKACIJA MEHANIZAMA	12
2.3. KINEMATIČKA ANALIZA	14
2.4. DINAMIČKA ANALIZA.....	14
3. PORSCHE BOXSTER	16
3.1. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE	16
4. IZRADA MODELA MEHANIZMA U SOLIDWORKS-u	18
5. OBRADA MODELA U Visual Nastran Desktop-u 4D	21
5.1. Općenito	21
5.2. Opis nekih veza:.....	22
5.3. Povezivanje SolidWorksa sa VisualNastranom 4D	23
5.4. Zadavanje karakteristika materijala	23
5.5. Zadavanje uvjeta gibanja i analiza gibanja	25
6. Zaključak	35
7. Literatura	36
8. Prilog.....	37

POPIS KORIŠTENIH OZNAKA

$R_{p0,2}$	granica tečenja, N/mm ²
R_M	vlačna čvrstoća, N/mm ²
E	<i>youngov modul elastičnosti</i> N/mm ²
ν	poissonov koeficijent
ρ	<i>gustoća</i> , kg/m ³
ω	<i>kutna brzina</i> , deg/s
ω_{max}	maksimalna kutna brzina
T_x	<i>moment oko osi x</i> , Nm
T_y	<i>moment oko osi y</i> , Nm
T_z	<i>moment oko osi z</i> , Nm
$ T $	apsolutni moment, Nm
ALF_x	<i>kutno ubrzanje oko osi x</i> , deg/s ²
ALF_y	<i>kutno ubrzanje oko osi y</i> , deg/s ²
ALF_z	<i>kutno ubrzanje oko osi z</i> , deg/s ²
V_x	<i>brzina u smjeru osi x</i> , m/s
V_y	<i>brzina u smjeru osi y</i> , m/s
V_z	<i>brzina u smjeru osi z</i> , m/s
A_x	<i>ubrzanje u smjeru osi x</i> , m/s ²
A_y	<i>ubrzanje u smjeru osi y</i> , m/s ²
A_z	<i>ubrzanje u smjeru osi z</i> , m/s ²

POPIS SLIKA

Slika 1. Ford Model T (1925.).....	8
Slika 2.MG TD (1953.)	9
Slika 3. Citroen 2CV (1975.)	9
Slika 4. Porsche Boxster (2004.)	9
Slika 5. Hudson super six Ellerbeck (1922.)	10
Slika 6. Peugeot 601 Eclipse (1936.).....	10
Slika 7. Ford Skyliner (1958.)	10
Slika 8. Mercedes-Benz SLK (1998.).....	10
Slika 9. Pretvorba energije kod pogonskih i radnih strojeva	11
Slika 10. Porsche Boxster (2009.)	16
Slika 11. Alatna traka za izradu Sketcha-a	18
Slika 12. Izrada sketcha	19
Slika 13. Izgled trake za izradu treće dimenzije.....	19
Slika 14. Postupak ekstrudiranja	19
Slika 15. Primjer zadavanja ograničenja	20
Slika 16. Constraints	22
Slika 17. Prozor s karakteristikama materijala	24
Slika 18. Početni položaj	25
Slika 19. Krajnji položaj.....	25
Slika 20. Prikaz grafa ovisnosti kutne brzine o vremenu	26
Slika 21. Izgled putanje krajnje točke	27
Slika 22. Momenti motora u ovisnosti o vremenu	27
Slika 23. Kutna ubrzanja motora	28
Slika 24. Brzina krajnje točke.....	28
Slika 25. Ubrzanje krajnje točke mehanizma.....	29
Slika 26. Sila u zglobu motora.....	29
Slika 27. Položaj u kojem je iznos sile 0	30
Slika 28. Prozor s podacima za FEA	30
Slika 29. Izgled mreže	31
Slika 30. Raspodjela naprezanja prema Von Misesu	31
Slika 31. Izgled deformacije (koeficijent uvećanja je 420000)	32
Slika 32. Položaj pneumatskog cilindra	33
Slika 33. Zakon po kojem se otvara cilindar	33
Slika 34. Ovisnost puta o vremenu.....	34
Slika 35. Sila koja nastaje u cilindru.....	34

POPIS KORIŠTENIH TABLICA

Tablica 1.

Tablica 2.

Tablica 3.

Tablica 4.

Tablica 5.

Tablica 6.

Tablica 7.

Tablica 8.

Tablica 9.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno, koristeći se znanjem i vještinama stečenim tijekom dodiplomskog studija na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu i navedenom literaturom pod stručnim vodstvom prof. dr. sc. Mirka Husnjaka.

Filip Rihtarec

1. UVOD

U današnje vrijeme, da bi se zadovoljile potrebe i ukusi kupaca, automobilska industrija dizajnirala je i izgradila mnoge vrste automobila. Jedna od vrsta automobila su automobili sa sklopivim krovom, često prozvani, kabrioleti. Dok su današnje varijacije modela proizašle iz estetike i „doživljaja vožnje“, prvi automobili zapravo su se radili isključivo sa mekanim i to skidivim krovovima radi lakše izgradnje. Najčešće su ti krovovi bili napravljeni od materijala životinjskog porijekla s metalnom konstrukcijom.

Danas se sklopivi krovovi najčešće koriste kod sportskih modela automobila, iako se i to ne tako rijetko, koriste i kod takozvanih „Pick-up“ modela automobila.

Vrste sklopivih krovova dijele se na dvije vrste:

- modeli s krutim sklopivim krovom
- modeli sa savitljivim sklopivim krovom

1.1. Savitljivi sklopivi krovovi

Izvedbe savitljivih sklopivih krovova mogu se podjeliti u automatske, poluautomatske ili manualne. Kod automatskih se otvaranje i zatvaranje krovova odvija potpuno samostalno pomoću elektromotora ili pneumatskih cilindara. Kod poluautomatskih se otvaranje i zatvaranje također vrši preko elektromotora ili pneumatskih cilindara ali se pri tome zaključavanje krova vrši ručno. Kod manualnih krovova se otvaranje i zatvaranje vrši ručno.

Materijali od kojih se izrađuju ovi krovovi su najčešće prirodne kože, polimerni materijali ili pak tekstil, a za konstrukciju se koriste aluminijske legure ili kompozitni materijali.

Kod savitljivih sklopivih krovova prednost je u tome što su relativno lagani i mehanizmi za njihov pogon su također jednostavniji, a i zahtijevaju manji prostor za spremanje.

Nedostaci ove vrste krovova mogu biti gubitak na sigurnosti, a i malen vijek trajanja materijala krova usljed djelovanja UV zraka, kiše, vjetra i ostalih vremenskih uvjeta, te neprestanog savijanja kod sklapanja. Osjetljivi su na ogrebotine.

1.2. Kruti sklopivi krovovi

Za razliku od savitljivih, kruti sklopivi krovovi se najčešće izvide kao automatski i rijeđe poluautomatski.

Prvi kruti sklopivi krov konstruirao je Ben B. Ellerbec 1922. za svoj Hudson. Mehanizam je bio manualan.

Materijali koji se koriste kod ove izvedbe krovova su najčešće aluminijske legure ili pak kompozitni materijali. Kruti sklopivi krovovi sastoje se od više djelova. Najčešće od 2 do 5. Prednosti pred savitljivim sklopivim krovovima je ta što pružaju veću sigurnost i otporniji su na utjecaje okoline i vremenske uvjete. Nedostaci su im kompleksna konstrukcija mehanizma, težina, te prostor koji zauzimaju u sklopivom obliku u prtljažniku i između spojeva pojedinih djelova može doći do propuštanja.

1.3. Prikaz savitljivih sklopivih krovova kroz povijest



Slika 1. Ford Model T (1925.)



Slika 2. MG TD (1953.)

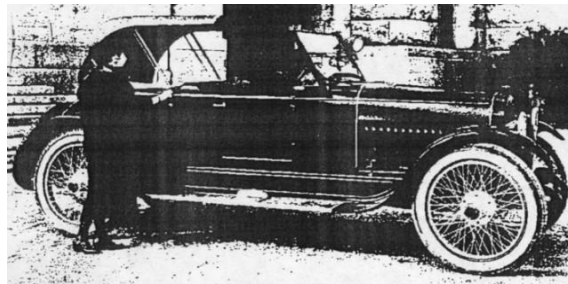


Slika 3. Citroen 2CV (1975.)



Slika 4. Porsche Boxster (2004.)

1.4. Prikaz krutih sklopivih krovova kroz povijest



Slika 5. Hudson super six Ellerbeck (1922.)



Slika 6. Peugeot 601 Eclipse (1936.)



Slika 7. Ford Skyliner (1958.)

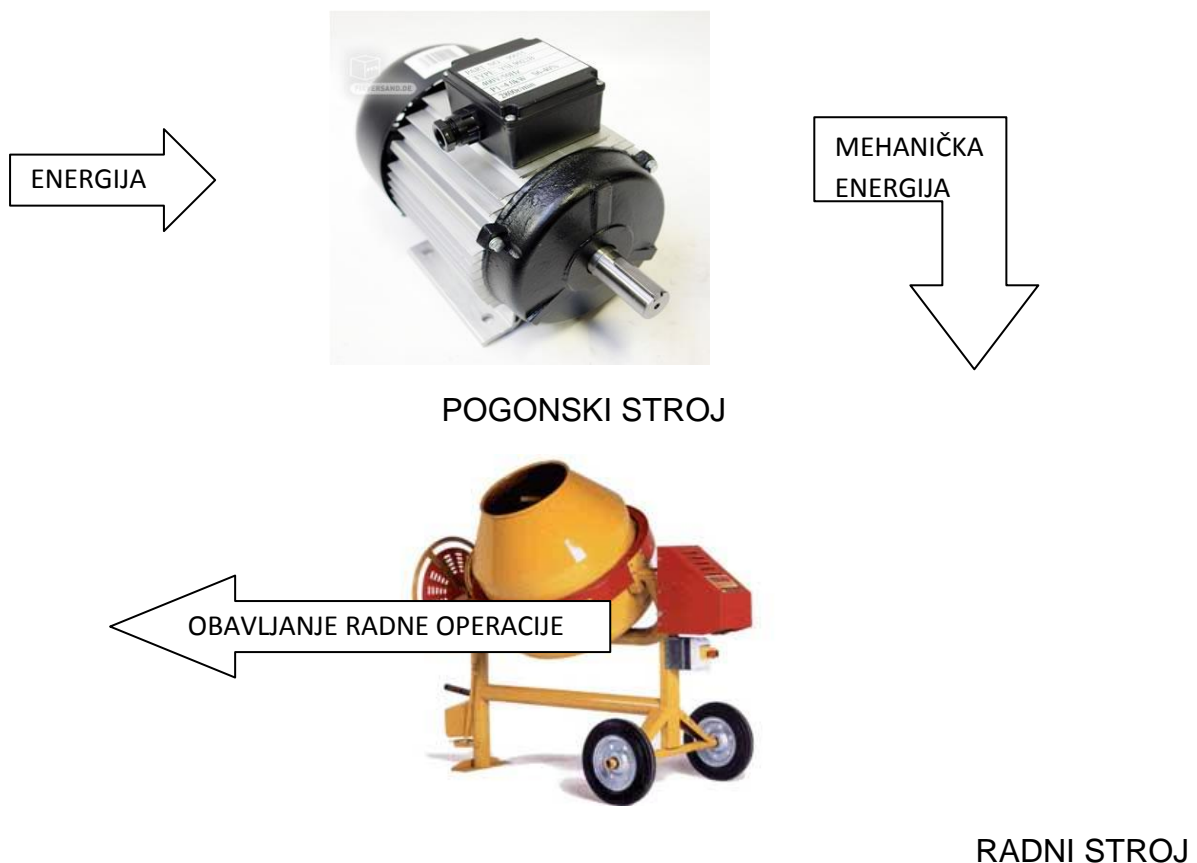


Slika 8. Mercedes-Benz SLK (1998.)

2. TEORIJA MEHANIZAMA

2.1. Općenito

Teorija mehanizama i strojeva primjenjena je znanost koja proučava geometriju gibanja dijelova strojeva i mehanizama, tj. kinematiku mehanizma, i sile koje ostvaruju to gibanje, tj. dinamiku mehanizama. Mehanizam je zapravo pojam pod kojim se podrazumjeva skup međusobno povezanih tijela, koji omogućuje prijenos gibanja i sile. Tijela od kojih se sastoji mehanizam nazivamo članovi mehanizma, a veze između članova mehanizma nazivamo kinematičkim parovima. tehnička naprava koja služi za mehanizaciju bilo kakvog procesa naziva se stroj. Strojewe možemo podjeliti na pogonske i radne.



Slika 9. Pretvorba energije kod pogonskih i radnih strojeva

2.2. STRUKTURA I KLASIFIKACIJA MEHANIZAMA

2.2.1. Članovi mehanizama

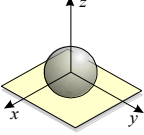
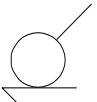
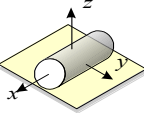

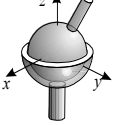
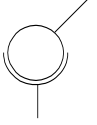
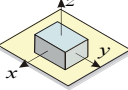
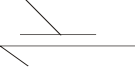
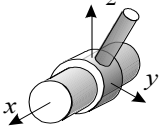
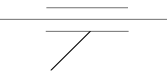
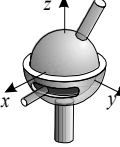
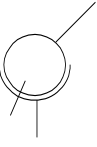
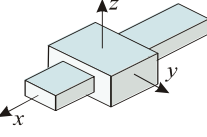
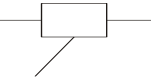
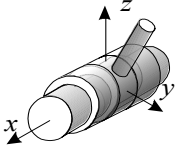
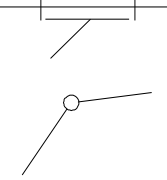
Članovi mehanizama su tijela od kojih je sastavljen mehanizam. Mogu imati različite geometrijske oblike. U kinematičkim shemama prikazuju se samo one pojedinosti koje su bitne za gibanje mehanizma. Pojedini član mehanizma može imati po volji velik broj veza.

2.2.2. Kinematički parovi

Spoj dvaju članova mehanizma koji omogućava relativno gibanje među članovima nazivamo kinematičkim parom. Kinematički par može imati najmanje 1, a najviše 5 stupnjeva slobode gibanja (slobodno kruto tijelo u prostoru ima 6 stupnjeva slobode gibanja).

Kinematičke parove dijelimo na više i niže. Kod viših kinematičkih parova dodir dvaju članova mehanizma je u točki ili liniji, dok se niži kinematički parovi dodiruju u plohi. Dijelove kinematičkih parova po kojima se odvija dodir nazivamo elementima kinematičkog para. Radi ispravnog funkcioniranja kinematičkog para potrebno je osigurati neprekidni dodir njihovih elemenata. To se ostvaruje zatvaranjem kinematičkog para koje može biti geometrijsko ili kinematičko i dinamičko. Kinematičko zatvaranje postiže se konstrukcijskim oblikom kinematičkog para, dok se dinamičko postiže silama (težina, sila elastičnog člana, sile inercije i slično).

Važna je podjela kinematičkih parova prema stupnju slobode gibanja. Pod stupnjem slobode gibanja kinematičkog para nazivamo broj međusobno nezavisnih gibanja koje može ostvariti pojedini član mehanizma u odnosu na drugi. Budući da slobodno kruto tijelo u prostoru ima 6 stupnjeva slobode bit će $f=6-p$, gdje je p broj stupnjeva slobode kinematičkog para, a f broj kinematičkih veza. Kinematičke parove označavat ćemo prema broju stupnjeva slobode sa p_1, p_2, p_3, p_4 i p_5 tako da indeks ujedno označava broj stupnjeva slobode gibanja.[1]

Skica	Shematski prikaz	Naziv	Broj veza	Broj stupnjeva slobode
		kugla-ravnina	1	5
		valjak-ravnina	2	4
		Sferni zglob	3	3
		Kvadar-ravnina	3	3
		Cilindrični spoj	4	2
		Sferni zglob s zatikom	4	2
		Klizač (translatoid)	5	1
		Rotacijski zglob (rotoid)	5	1

Tablica 1. Prikaz nekih Kinematičkih parova

2.3. KINEMATIČKA ANALIZA

Nakon određivanja oblika tijela i njihove međusobne veze u mehanizmu, dobivamo model mehanizma. Ako zadamo i zakon gibanja pogonskog člana mehanizma, svi ostali članovi moraju se gibati po točno određenim putanjama, tj. da svakom položaju pogonskog člana odgovaraju točno određeni položaji, brzine i ubrzanja ostalih tijela mehanizma. Pogonski član najčešće izvodi jednostavno gibanje i to rotaciju oko nepomične osi ili pravocrtno gibanje.

Kinematička analiza obuhvaća:

- analizu i određivanje položaja i putanje bilo koje točke mehanizma u ovisnosti o vremenu ili položaju pogonskog člana.
- određivanje brzine i ubrzanja karakterističnih točaka mehanizma, tj. promjena brzina i članova modela.
- analizu kutnih brzina i ubrzanja članova mehanizma u ovisnosti o vremenu ili o položaju vodećeg člana

2.4. DINAMIČKA ANALIZA

Dinamička analiza razmatra gibanje mehanizma s obzirom na vanjske sile koje se suprotstavljaju ili pomažu gibanje, ovisno o smjeru. Dinamička analiza bliža je realnom modelu i objedinjuje sve osobine tijela u gibanju. Zadatak dinamičke analize je da se na temelju poznatih vanjskih sila, koje djeluju na promatrani model odredi:

- pogonska sila koja osigurava zakon gibanja mehanizma u zadanom vremenu,
- sile u zglobovima mehanizma,
- sile trenja
- zakon gibanja svih dijelova mehanizma uslijed djelovanja pogonske sile.

U procesu gibanja mehanizma, može se javiti više sila koje djeluju na tijelo. Pogonske sile i momenti koji djeluju na pogonske članove mehanizma i obavljaju pozitivan rad za vrijeme gibanja, te sile i momenti otpora koji obavljaju negativan rad. Težine članova mehanizma.

Reakcije između članova mehanizma uvijek se pojavljuju u parovima jednakih veličina i suprotnih smjerova djelovanja. Normalne komponente tih sila ne obavljaju rad, dok tangencijalne komponente obavljaju negativan rad.

Konačni cilj kinematičke i dinamičke analize je pronaći rješenje za realni model mehanizma sklopivog krova.

3. PORSCHE BOXSTER

Porsche Boxster je sportski roadster automobil. Proizvodi se od 1996. godine, a proizvodi ga njemački proizvođač Porsche. Do sada su napravljene dvije generacije. Generacija 986 koja se na tržištu pojavila 1996. godine i generacija 987 koja se na tržištu pojavila 2004. godine.



Slika 10. Porsche Boxster (2009.)

3.1. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

[2]

Motor

položaj motora	središnji
obujam	2687 cm ²
snaga	176 kW (240 KS)
pri broju okretaja	6400 1/min
maksimalni okretni moment	270 Nm
pri broju okretaja	4700-6000 1/min
odnos kompresije	11,0 : 1

Tablica 2.

Tehnika motora:

- blok motora i glava cilindra od aluminija
- vodeno hlađenje
- 4 ventilna tehnika
- podešavanje bregaste osovine „VarioCam“
- hidrauličko izjednačavanje zračnosti ventila
- integrirano podmazivanje sa suhim dnom posude
- elektronski management motora (Motronic ME 7.8-40)
- elektronska papučica gasa
- sekvencijalno ubrizgavanje goriva (Multipoint)
- regulacija protiv detonantnog izgaranja selektivno po cilindrima
- varijabilni rezonantni usisni sustav

Prijenos snage

- 5-brzinski ručni mjenjač sa zamašnjakom dvostruke mase

Karoserija

- roadster s 2 sjedala s dva prtljažnika s kapacitetom naprijed ca. 150 l i otraga cca. 130 l
- platneni krov s grijanim čvrstim staklom

Šasija

dužina	4329 mm
širina	1801 mm
visina	1295 mm
međuosovinski razmak	2415 mm
koeficijent otpora zraka (C_w)	0.29
vlastita težina vozila prema DIN-u	1295 kg

Tablica 3.

4. IZRADA MODELA MEHANIZMA U SOLIDWORKS-u

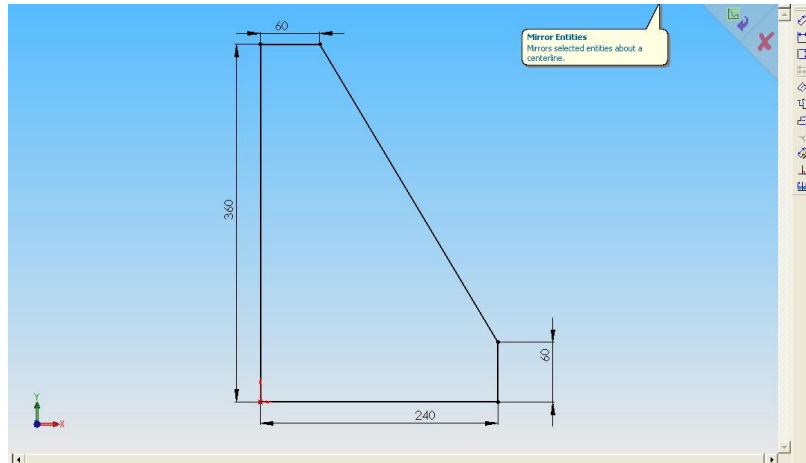
SolidWorks je programski alat za konstruiranje i modeliranje pomoću računala. Ovaj alat omogućuje nam brzo skiciranje svojih ideja i eksperimentiranje s značajkama i veličinama te brzu izradu 3D modela. Prilikom otvaranja programa nudi nam se izbor modula s kojim započinjemo modeliranje. Prvi je modul Part (Dio). U ovom se modelu stvaraju pojedini elementi nekog sklopa. Kako bi se pojedini segmenti nekog sklopa spojili u sklop, koristi se modul Assembly. Treći modul za odabir je Drawing (Crtež). U ovom se modulu mogu importirati prije izrađeni modeli ili pak cijeli sklopovi u svrhu izrade tehničke dokumentacije.

Princip izrade modela pokazat ću na izradi baze ovog mehanizma. Prvo treba definirati ravninu u kojoj želimo nacrtati neku skicu. Pri tome nam se nude tri osnovne ravnine: Front Plane, Right Plane i Top Plane. Ili možemo i sami kreirati neku dodatnu ravninu. Odabравši Front Plane i klikom na ikonu Sketch pojavi se niz ikona i alata za izradu nacrtā.



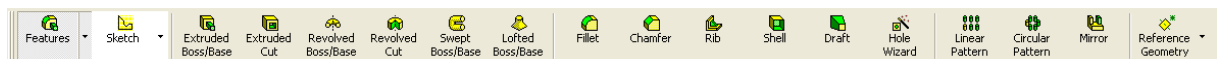
Slika 11. Alatna traka za izradu Sketcha-a

Alatima kao što su Line i Circle, nacrtao sam zatvoreni oblik. Kako bi oblik ovog modela bio ispravan, pomoću alata Smart Dimension modelu se zadaju odgovarajuće duljine bridova, te kutevi pod kojim se nalaze jedan brid u odnosu na drugi.



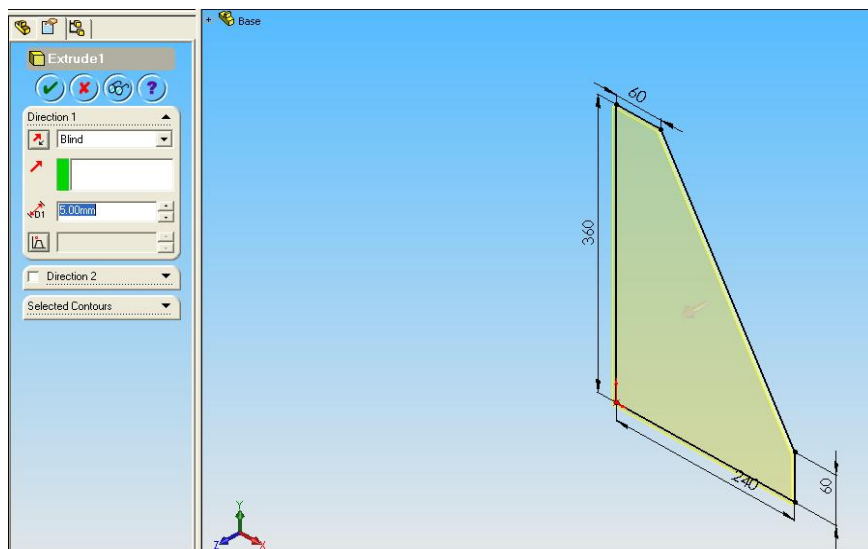
Slika 12. Izrada sketcha

Odabirom ikone Exit Sketch izlazimo iz modula za skiciranjem. Da bi smo dobili 3D model moramo odabrati ikonu Features. Klikom ikone Features pojavi se traka s novim alatima.



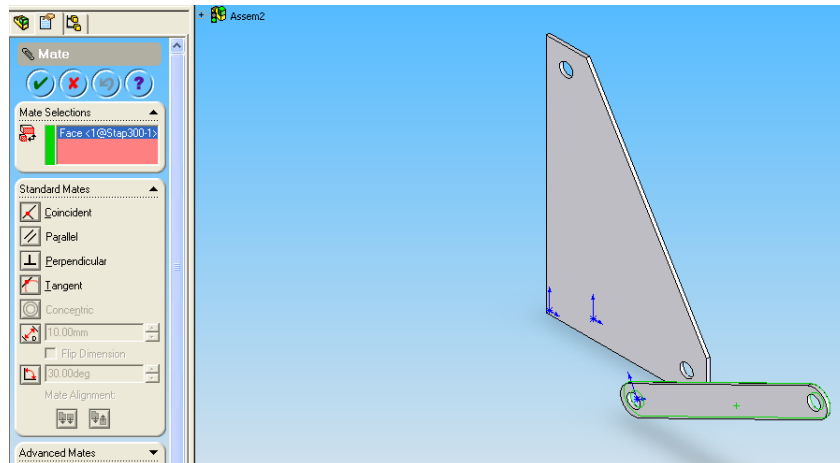
Slika 13. Izgled trake za izradu treće dimenzije

Ovi se alati koriste kako bi se crtežu dodale karakteristike 3D elementa. Nude nam se različite mogućnosti. Nama je potrebna Extruded Boss/Base kojom dobivamo mogućnost ekstrudiranja prethodno napravljenog crteža. Nadalje moramo odabrati debljinu i smjer ekstrudiranja koja je u našem slučaju 5 mm.



Slika 14. Postupak ekstrudiranja

Nakon što smo izradili pojedine modele potrebno ih je spojiti u sklop. Spajanje se vrši u modulu Assembly. Odabirom ikone Insert Components u radni prostor umeću se pojedini djelovi. Kako bi ti djelovi bili povezani potrebno ih je spojiti. Spajanje se vrši pomoću ikone Mate. Pošto se naš mehanizam sastoji od zglobova potrebno je te zglobove definirati. Zglobovi se definiraju tako da se na primjer zada da su površina na jednoj komponenti i površina na drugoj komponenti koincidentne. Pošto time nije do kraja definiran zglob, potrebno je još zadati da su zakrivljene površine u provrtima jedne i druge komponente također koincidentne. Time smo dobili sklop dviju komponenti koje su spojene zglibom koji ima jedan stupanj slobode gibanja a to je rotacija. Na isti se način povezuju i ostali djelovi te se tako u konačnici dobije sklop cijelog mehanizma.



Slika 15. Primjer zadavanja ograničenja

5. OBRADA MODELA U Visual Nastran Desktop-u 4D

5.1. Općenito

MSC Visual Nastran 4D programski je paket pomoću kojeg se može provesti kinematička i dinamička analiza nekog mehanizma. Usto se mogu odrediti naprezanja u pojedinim dijelovima pomoću metode konačnih elemenata (FEM-Finite element analysis). Program nudi razne mogućnosti animacija i simulacija gibanja. Program omogućava korisniku da simulira konstrukciju dinamički, odnosno da utvrdi hoće li proizvod funkcionirati kako se od njega očekuje, te da li na primjer dolazi do kolizije elemenata mehanizma. Program je veoma „Userfriendly“ tj. lako ga se koristi i veoma je pristupačan te je pomoću njega relativno lako naći putanje gibanja, opterećenja i deformacije.

Visual Nastran 4D omogućuje korisniku izradu modela i u samome programu koristeći se pritom jednostavnim alatima pomoću kojih se kreiraju objekti na kojima će se kasnije provesti analiza.

Međutim, poseban naglasak ovog programa je upravo njegova mogućnost prebacivanja geometrije iz 3D programskih paketa. Upravo se taj način koristi za prebacivanje modela iz SolidWorksa prilikom čega sva poklapanja, paralelnosti, koncentričnosti ili okomitosti zadanih u SolidWorksu, VisualNastran prepoznaje kao ograničenja između tijela i definira ih prema već definiranim vezama u samome modelu.

Ukoliko postoje veze koje želimo sami naknadno dodati modelu ili samo kreirati model unutar samoga programskog paketa VisualNastran 4D, program nudi mogućnosti korisniku da sam postavi Constrains (Ograničenja), ovisno o gibanju koje želi ostvariti.

U bilo kojem trenutku može se promijeniti postojeće Ograničenje u jedan od prethodno spomenutih samo treba pripaziti kako ne bi došlo do kreiranja Constraina koji je u nesuglasju s ostalima i koji ne može ostvariti željenu vezu.



Slika 16. Constraints

5.2. Opis nekih veza:

Rigid joint (Kruta veza) potpuno ograničava gibanje dva tijela. VisualNastran dva tijela vezana krutom vezom promatra kao jedno tijelo, čime se smanjuje potrebna procesorska snaga računala.

Revolute joint (Rotacijski zglob) dopušta rotacijsko gibanje jednog elementa u odnosu na drugi čime se dobiva zglob s jednim stupnjem slobode gibanja.

Spherical joint (Sferni zglob) omogućava stvaranje zgloba s sva tri stupnja slobode gibanja. Tijela spojena sfernim zglobom mogu slobodno rotirati neovisno jedno o drugom.

Linear actuator (Linearni aktuator) ima višenamjensku svrhu koja omogućava gibanje pomoću vrijednosti sile koja omogućava definiranu duljinu, brzinu ili akceleraciju između dvije točke. Postoji i obrnuta mogućnost. Linearni aktuator zapravo simulira naprimjer hidraulički cilindar.[3]

Revolute motor (Rotacioni motor)je zapravo veza koja dopušta jedan stupanj slobode gibanja i to rotaciju. Gibanje se zadaje tako da se zada vrijednosti momenta koji omogućava zadanu kutnu brzinu, kutno ubrzanje ili pak definirani kut zakreta.

Linear spring demper (Opruga) je veza koja zamjenjuje oprugu.

5.3. Povezivanje SolidWorksa sa VisualNastranom 4D

Povezivanje se vrši na sljedeći način:

-U SolidWorksu se nalazi padajući izbornik pod nazivom MSC VisualNastran. Klikom na taj izbornik pojavljuje se lista na kojoj je potrebno izabrati alat Connect i Assembly tj. sklop se automatski konvertira i prebacuje u VisualNastran pri čemu mehanizam zadržava Constraints koje smo mu zadali u SolidWorksu.

5.4. Zadavanje karakteristika materijala

Pošto Porsche ne daje nikakve specifikacije materijala od kojeg je napravljen mehanizam ja sam izabrao aluminijsku leguru koja se koristi za takve konstrukcije. [4]

AlZn4,5Mg1

$R_{p0,2} = 315 \text{ Mpa}$

$R_M = 375 \text{ Mpa}$

$A_5 = 14 \%$

$E = 70000 \text{ Mpa}$

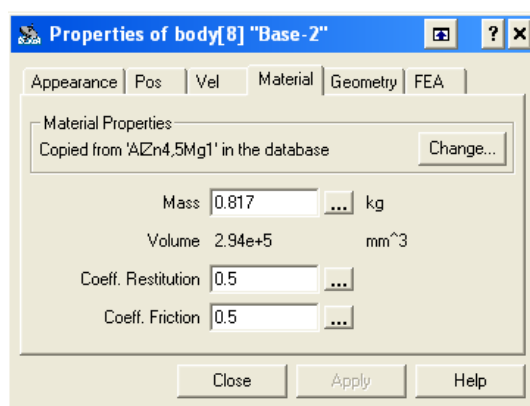
$\nu = 0,33$

$\rho = 2780 \text{ kg/m}^3$

Završni rad(Filip Rihtarec)

Sastav(%):	Zn	4,0-5,0
	Mg	1,0-1,4
	Fe	≤ 0,4
	Cr	0,1-0,35
	Si	≤ 0,35

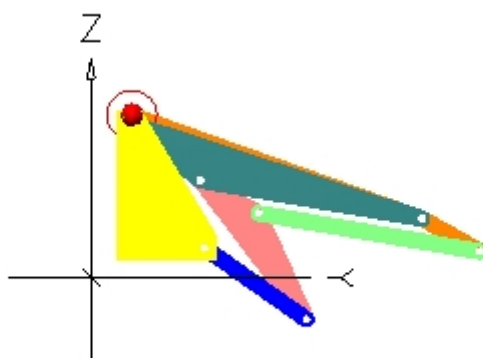
Karakteristike materijala se zadaju tako da se dvostrukim klikom na objekt pojavi prozor koji sadrži tab s karakteristikama materijala kao što prikazuje slika



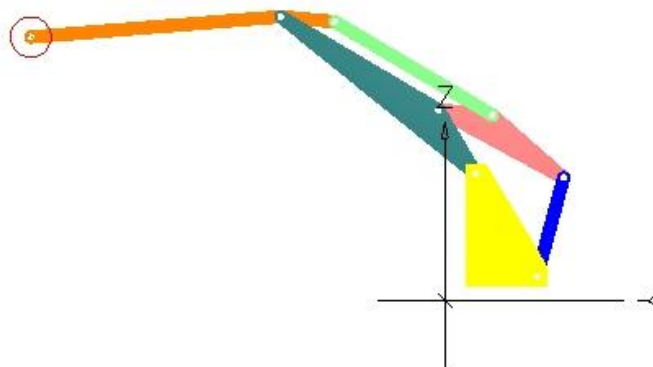
Slika 17. Prozor s karakteristikama materijala

5.5. Zadavanje uvjeta gibanja i analiza gibanja

Početni uvjeti koje zadajemo su jedini nama poznati koje nam daje Porsche u svom priručniku, a to je duljina trajanja otvaranja i zatvaranja krova. Početni uvjet koji je još neophoda je početni i krajnji položaj i oblik mehanizma. Taj uvjet smo dobili iz grubih skica Porsche Boxstera te su time i sami početni i krajnji položaji približni i određeni su preko kuta zakreta člana mehanizma Štap 300. Iznose 55 stupnjeva i 165 stupnjeva. Time je određen kut zakreta između početnog i krajnjeg položaja od 110 stupnjeva ili 1,92 radijana.



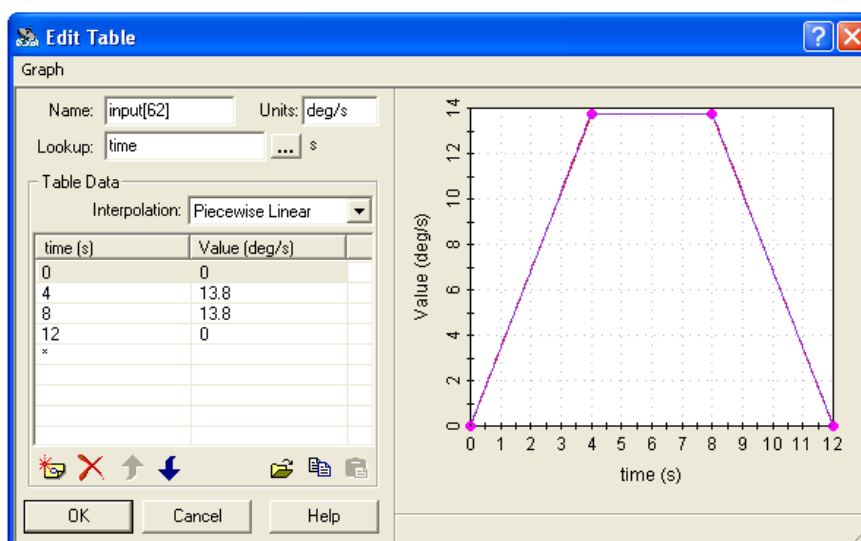
Slika 18. Početni položaj



Slika 19. Krajnji položaj

5.5.1. Mehanizam 1

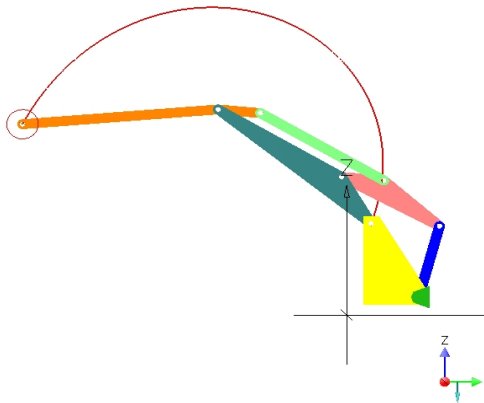
Nakon što smo u prvi čvor stavili Revolute motor, dvostrukim klikom pojavljuje se prozor sa tabovima za zadavanje uvjeta rada motora. Pod tabom Motor nudi nam se mogućnost definiranja načina gibanja. Mi smo odabrali Angular Velocity(Kutna brzina) izražena u stupnjevima po sekundi. Stvorivši graf u kojem se brzina mijenja u ovisnosti o vremenu, a koji smo dobili prijašnjom analizom iz koje smo dobili iznos kutne brzine za ostvarivanje gibanja od 110 stupnjeva u 12 sekundi. Prosječna je kutna brzina ispala $\omega=9,17$ deg/s. Nakon toga smo izračunali funkciju o kojoj ovisi gibanje. Način gibanja u kojem motor iz stanja mirovanja isti trenutak postiže kutnu brzinu od 9,17 deg/s je nemoguće ostvariti. Stoga sam zadao funkciju u ovisnosti koje se giba motor kao što prikazuje slika pri čemu je iznos maksimalne kutne brzine $\omega_{\max}=13,8$ deg/s.



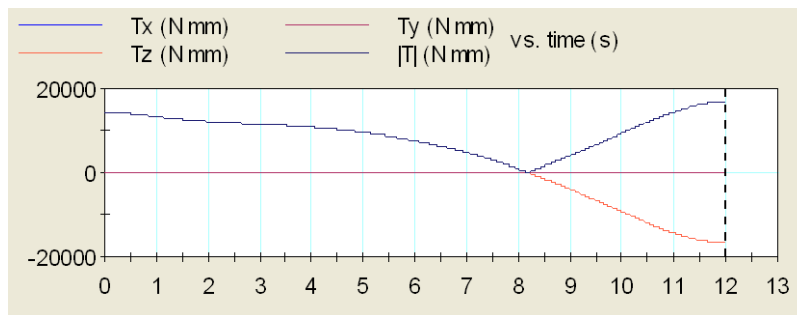
Slika 20. Prikaz grafa ovisnosti kutne brzine o vremenu

Nakon što smo odredili početne uvjete i zadali karakteristiku motora izabrali smo alat Meter iz padajućeg izbornika Insert kako bi smo izmjerili te grafički prikazali neke karakteristike mehanizma.

Mjerenjem smo dobili sljedeće grafove:



Slika 21. Izgled putanje krajnje točke

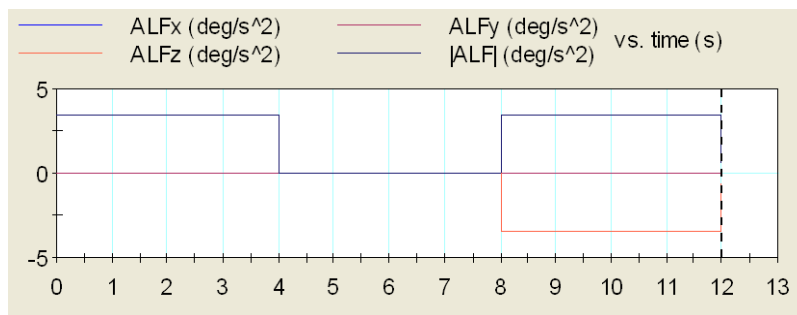


Slika 22. Momenti motora u ovisnosti o vremenu

Graf pokazuje izgled krivulje ovisnosti momenta motora u ovisnosti o vremenu. Graf pokazuje 4 različite krivulje: Moment oko osi z (T_z) koja izlazi iz slike, moment oko osi y (T_y) koja gleda u desno a iznos joj je jednak nuli tokom čitavog vremena odvijanja procesa, moment oko osi x (T_x) koja gleda prema gore i čiji je iznos također nula tokom čitavog vremena. Četvrta je krivulja prikaz apsolutnog iznosa ukupnog momenta motora $|T|$. Pošto su T_y i T_x jednaki nuli, moment T je jednak apsolutnoj vrijednosti momenta T_z . Opisane osi odnose se na lokalni koordinatni sustav samog motora.

Iznos momenta T_z u vremenu $t=0$ s	14400 Nmm
Iznos momenta T_z u vremenu $t=12$ s	-16500 Nmm
Iznos maksimalnog momenta	14400 Nmm
Iznos minimalnog momenta	-16500 Nmm

Tablica 4.

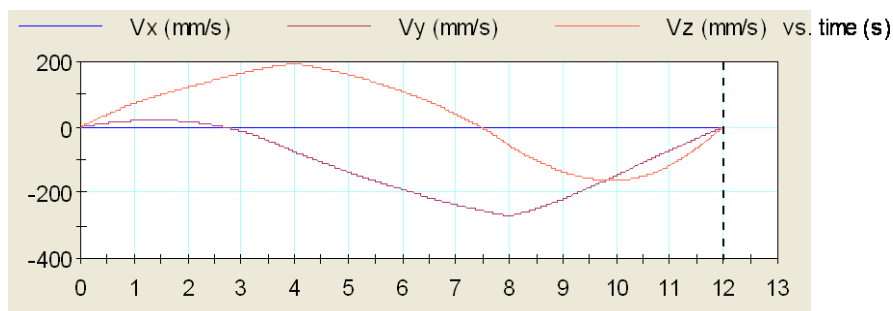


Slika 23. Kutna ubrzanja motora

Graf pokazuje kutna ubrzanja motora oko svih triju osi i ukupno ubrzanje motora koj je jednako kutnom ubrzanju oko osi z (ALF_z) jer su kutno ubrzanje oko osi x i kutno ubrzanje oko osi y nula. Opisane su osi lokalnog koordinatnog sustav motora.

Iznos najveće vrijednosti kutnog ubrzanja	3.44 deg/s^2
Iznos najmanje vrijednosti kutnog ubrzanja	-3.44 deg/s^2

Tablica 5.

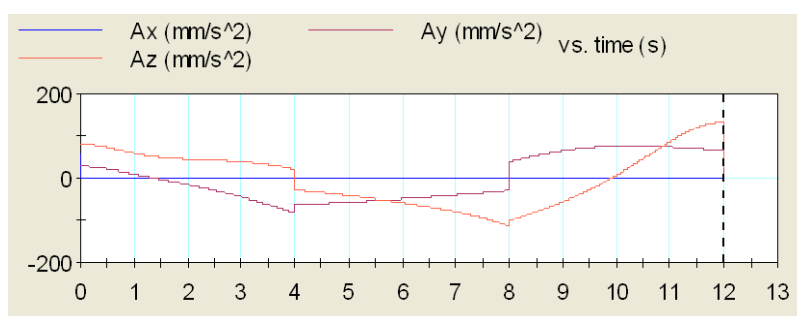


Slika 24. Brzina krajnje točke

Graf prikazuje promjenu brzine krajnje točke mehanizma u ovisnosti u vremenu. Brzina točke u smjeru lokalne osi x (V_x) jednaka je nuli jer se mehanizam giba u ravnini.

Iznos maksimalne brzine u smjeru osi y (V_y)	0.021 m/s
Iznos minimalne brzine u smjeru osi y (V_y)	-0.272 m/s
Iznos maksimalne brzine u smjeru osi z (V_z)	0.195 m/s
Iznos minimalne brzine u smjeru osi z (V_z)	-0.163 m/s

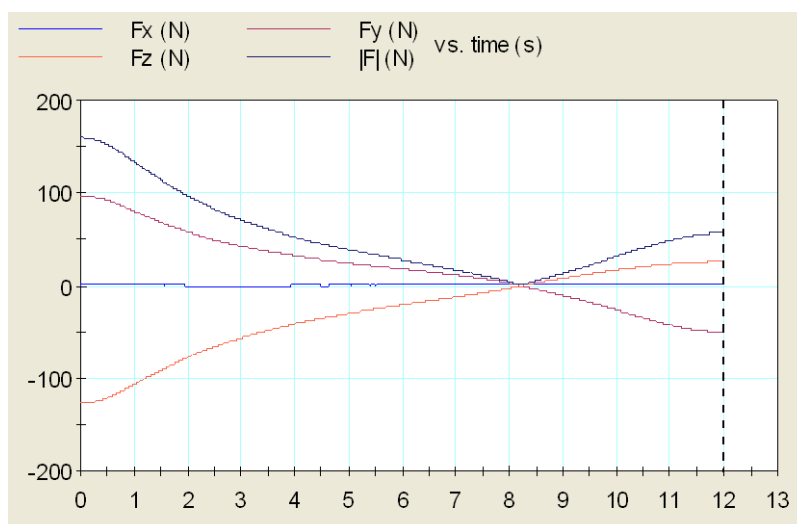
Tablica 6.



Slika 25. Ubrzanje krajnje točke mehanizma

Iznos maksimalnog ubrzanja u smjeru osi y (A_y)	0.076 m/s ²
Iznos minimalnog ubrzanja u smjeru osi y (A_y)	-0.083 m/s ²
Iznos maksimalnog ubrzanja u smjeru osi z (A_z)	0.132 m/s ²
Iznos minimalnog ubrzanja u smjeru osi z (A_z)	-0.115 m/s ²

Tablica 7.

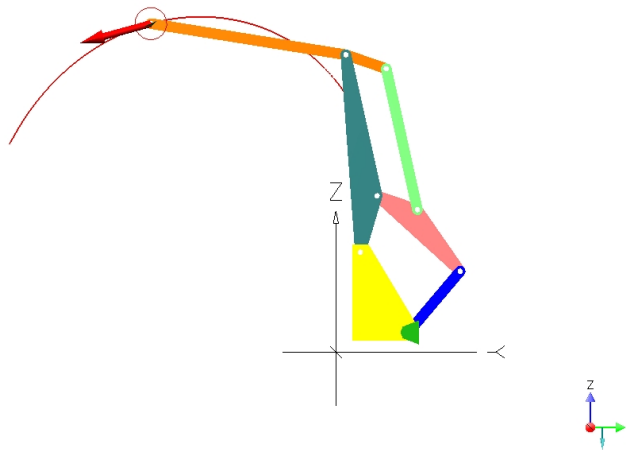


Slika 26. Sila u zglobu motora

Iznos maksimalne sile u smjeru osi y	96.8 N
Iznos minimalne sile u smjeru osi y	-50.5 N
Iznos maksimalne sile u smjeru osi z	26.2 N
Iznos minimalne sile u smjeru osi z	-127 N
Iznos maksimalne apsolutne sile	160 N
Iznos minimalne apsolutne sile	0.582 N

Tablica 8.

Zanimljivo je zapaziti da je nakon 8,17 s vrijednost sile jednaka nuli.

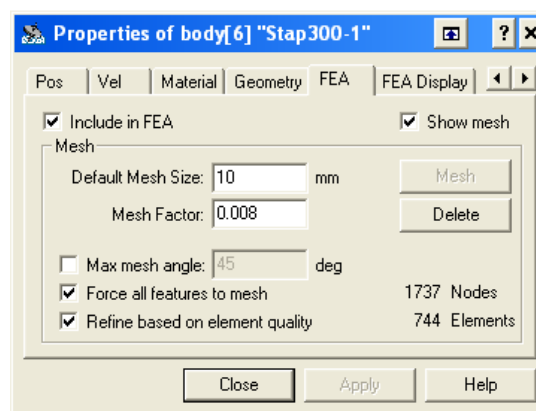


Slika 27. Položaj u kojem je iznos sile 0

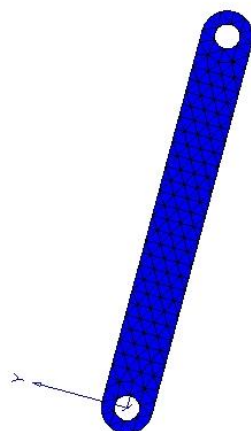
Snaga elektromotora potrebna za pogon ovakvog mehanizma je 4 W.

5.5.2. Analiza mehanizma pomoću FEA

VisuaNastran 4D nudi nam mogućnost analize naprezanja i deformacija. Prethodnim određivanjem sila koje vladaju u čvorovima odredili smo da je vjerojatnost najvećeg opterećenja kod člana Štap-300. Stoga smo proveli analizu naprezanja i deformacija tog člana pomoću FEA alata. Program sam definira veličinu mreže prema default. Pa je tako veličina mreže po defaultu 50 mm što je iznimno veliko s obzirom na veličinu samog člana kojeg analiziramo te se zbog toga mogu očekivati krivi rezultati. Stoga sam ja veličinu mreže smanjio na 10 mm. Automatskim generiranjem mreže nastalo je 1737 Nodesa ili čvorova i 744 elemenata mreže.

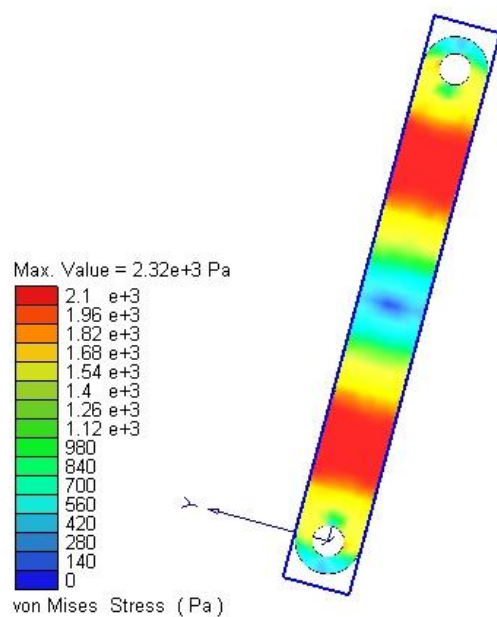


Slika 28. Prozor s podacima za FEA

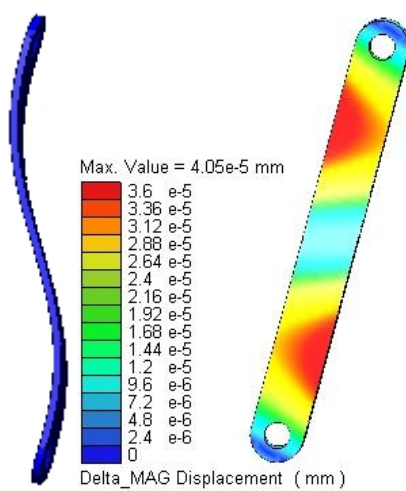


Slika 29. Izgled mreže

Nakon što je program proveo proračun dobili smo raspodjelu naprezanja po Von Mises-u. Iznos najvećeg opterećenja iznosi 2320 Pa.



Slika 30. Raspodjela naprezanja prema Von Misesu



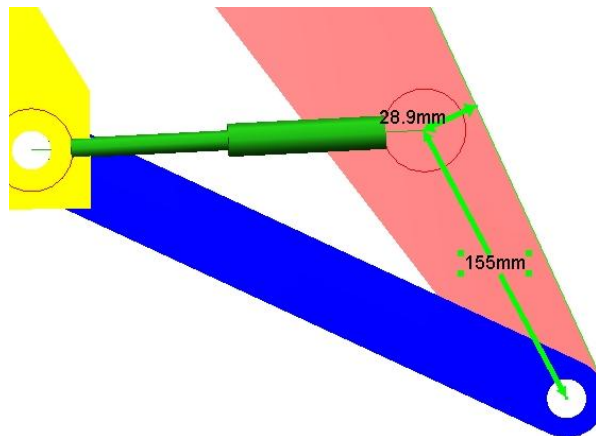
Slika 31. Izgled deformacije (koeficijent uvećanja je 420000)

Maksimalna vrijednost deformacije iznosi 0.000036 mm

Najveća greška proračuna iznosi 6.32 % što je dobro.

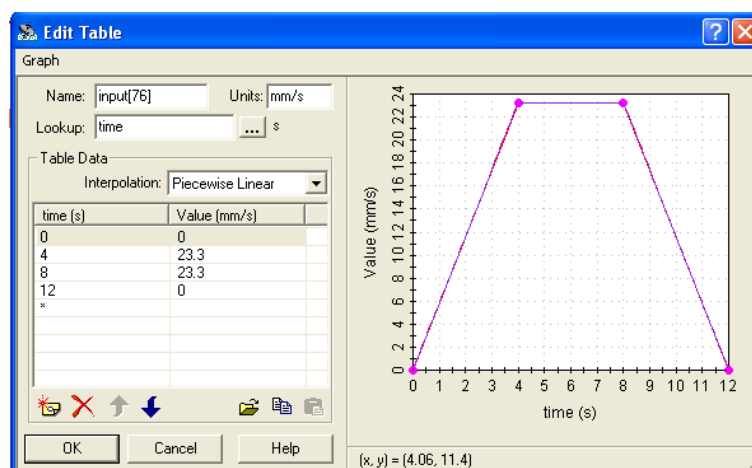
5.5.3. Alternativni mehaniza sa hidrauličkim cilindrom

Dio zadatka je i razmotriti mogućnost upotrebe hidrauličkog cilindra umjesto elektromotora. I dalje vrijede uvjeti trajanja otvaranja ili zatvaranja mehanizma u trajanju od 12 s, te ostvarivanje kuta zakreta člana Štap-300 od 110 stupnjeva. Nakon provedene analize i prije navedenih početnih uvjeta nije moguće staviti pneumatski cilindar. Stoga se radi eksperimenta kao početni uvjet stavlja da je početni kut člana Štap-300 65 stupnjeva, a krajnji 160 stupnjeva.

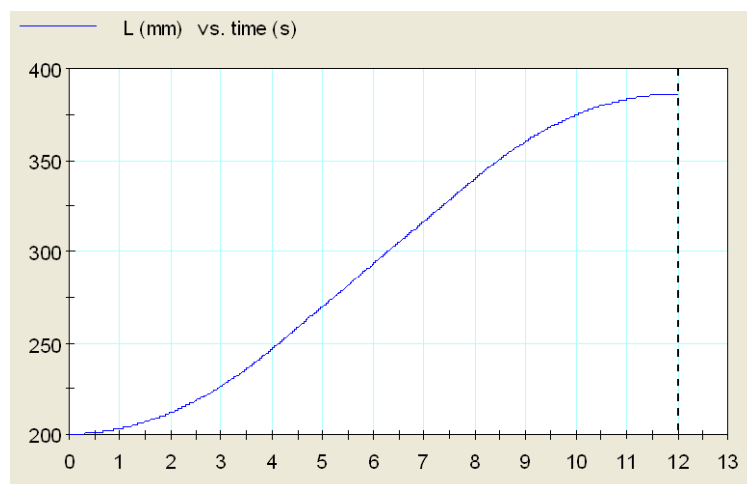


Slika 32. Položaj pneumatskog cilindra

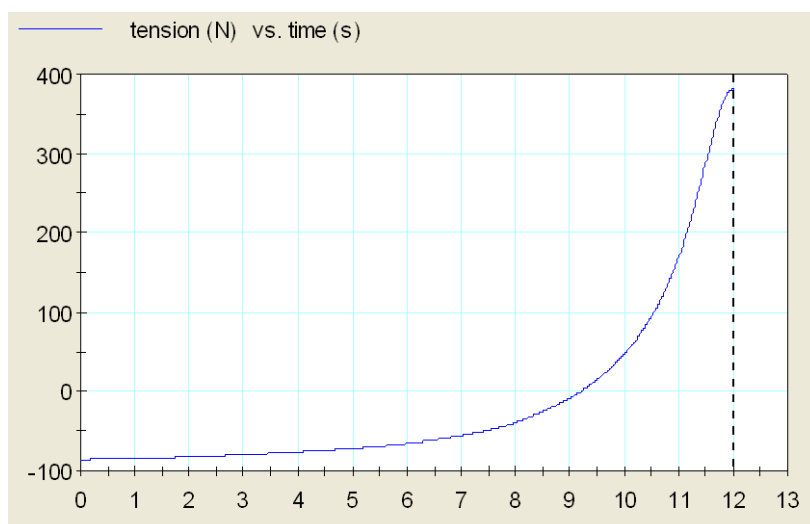
Minimalna duljina cilindra iznosi 200 mm, a maksimalna duljina iznosi 386 mm



Slika 33. Zakon po kojem se otvara cilindar



Slika 34. Ovisnost puta o vremenu



Slika 35. Sila koja nastaje u cilindru

Maksimalna vrijednost sile u cilindru	-86.1 N
Minimalna vrijednost sile u cilindru	382 N

Tablica 9.

6. Zaključak

U ovom radu pokazano je na koji način se provodi kinematička i dinamička analiza te analiza naprezanja i deformacija pomoću metode konačnih elemenata. Programski paket SolidWorks pokazao se kao veoma koristan i praktičan te nekomplikiran programski paket za stvaranje 3D elemenata. Loša strana SolidWorksa je loš alat za stvaranje tehničke dokumentacije. Programski paket VisualNastran 4D također se pokazao kao jednostavan, lak za koristiti al opet veoma moćan alat za kinematičku i dinamičku analizu mehanizma. Alat ima i zadovoljavajuću mogućnost FEA analize koja nažalost ne pruža korisniku mnogo mogućnosti za dodatnu analizu nego daje mogućnosti automatske analize pa tako nismo u stanju previše unaprijediti analizu.

Nadalje, u radu provedena dinamička i kinematička analiza mehanizma nije potpuno realna. Prvi problem je što se nije točno mogao odrediti početni i krajnji položaj mehanizma. U analizi su zanemareni elementi kao npr. sam pokrov krova, a i uzeta je samo jedna strana mehanizma. Time se i objašnjava mala snaga motora potrebna za odvijanje procesa otvaranja i zatvaranja krova. Pošto nismo bili u mogućnosti odrediti stvaran zakon po kojem se odvija proces otvaranja i zatvaranja krova Porsche Boxstera izabrali smo sami brzinu kojom se odvija proces u ovisnosti o vremenu. Srećom, današnja je mehatronika veoma napredovala te bi se pomoću regulacije elektromotora mogla postići i u radu korištena brzina elektromotora. U radu sam pokazao kako bi mogao izgledati alternativni mehanizam pogonjen pneumatskim cilindrom. Izračunate su početne i krajnje duljine tog cilindra te nastale sile u njemu. Promatranjem literature vidio sam da su pokretni krovovi pogonjeni pneumatskim cilindrima najčešće izgrađeni s dva pneumatska cilindra. Daljnjim razmišljanjem i zaključkom na temelju snage elektromotora, zaključio sam da kod ovog modela automobila sa savitljivim sklopivim krovom nije pogodan pneumatski cilindar.

7. Literatura

- [1] Husnjak M.: Teorija mehanizama, Bilješke s predavanja, FSB, Zagreb, 2000/01
- [2] <http://www.porsche.com.hr/html/page.php?id=112> , 11.1.2010.
- [3] MSC.visualNastran Desktop's online help
- [4] http://aluminium.matter.org.uk/aluselect/03_physical_browse.asp, 11.1.2010.

8. Prilog

1. Tehnička dokumentacija